

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-104799

(P2000-104799A)

(43)公開日 平成12年4月11日(2000.4.11)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 3/54

識別記号

F I

F 1 6 H 3/54

データベース\*(参考)

3 J 0 2 8

審査請求 未請求 請求項の数5 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平10-275524

(22)出願日 平成10年9月29日(1998.9.29)

(71)出願人 000003470

豊田工機株式会社

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地

(72)発明者 岡田 誠

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工機株式会社内

(72)発明者 久志野 宏

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工機株式会社内

(74)代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣

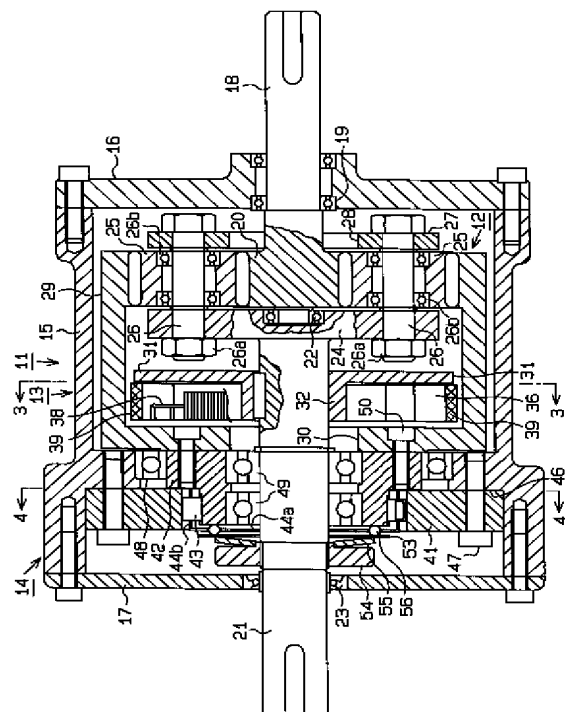
Fターム(参考) 3J028 EA07 EA09 EA25 EB33 EB35  
EB37 EB54 FB03 FC13 FC23  
FC62 FD01 GA02 HA25 HA40

(54)【発明の名称】 自動変速装置

(57)【要約】

【課題】前進、後進の場合も変速できるとともに、構造が簡単であるばかりでなく、小型化ができ、コストを低減することができる自動変速装置を提供する。

【解決手段】サンギヤ20とサンギヤ20に噛合された遊星ギヤ25を備えたキャリア24と、キャリア24の遊星ギヤ25を内接して噛合するリングギヤ29とを備えた遊星歯車機構12とを設けた。サンギヤ20に連結された入力軸18と、キャリア24に連結された出力軸21と、リングギヤ29に連結され、リングギヤ29がサンギヤ20の回転方向とは逆方向に回転したときリングギヤ29の回転をロックする2ウェイクラッチ14を設けた。出力軸21の回転数が所定回転数n未満の場合には、リングギヤ29の回転を許容し、出力軸21の回転数が所定回転数n以上の場合には、リングギヤ29と出力軸21を連結する遠心クラッチ13とを設けた。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 サンギヤと、前記サンギヤに噛合された歯車を備えたキャリアと、前記キャリアの歯車を内接して噛合するリングギヤとを備えた遊星歯車機構と、前記サンギヤに連結された入力軸と、前記キャリアに連結された出力軸と、前記リングギヤに連結され、リングギヤがサンギヤの回転方向とは逆方向に回転したときリングギヤの回転をロックする2ウェイクラッチと、前記出力軸の回転数が所定回転数未満の場合には、前記

リングギヤの回転を許容し、出力軸の回転数が所定回転数以上の場合には、前記リングギヤと出力軸を連結するクラッチ手段とを備えた自動変速装置。

【請求項2】 サンギヤと、前記サンギヤに噛合された歯車を備えたキャリアと、前記キャリアの歯車を内接して噛合するリングギヤとを備えた遊星歯車機構と、前記キャリアに連結された入力軸と、前記サンギヤに連結された出力軸と、前記リングギヤに連結され、リングギヤがキャリアの回転方向と同方向に回転したとき、リングギヤを出力軸と

一体に連結する2ウェイクラッチと、前記出力軸の回転数が所定回転数未満の場合には、前記リングギヤの回転を許容し、出力軸の回転数が所定回転数以上の場合には、前記リングギヤの回転を不能にするクラッチ手段とを備えた自動変速装置。

【請求項3】 前記2ウェイクラッチと、遊星歯車機構とを同軸上に配置した請求項1又は請求項2に記載の自動変速装置。

【請求項4】 クラッチ手段は、遠心クラッチである請求項1に記載の自動変速装置。

【請求項5】 クラッチ手段は、出力軸の回転数が所定回転数以上の場合に、リングギヤの回転を不能にする電磁クラッチである請求項2に記載の自動変速装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動変速装置に係り、特に2ウェイクラッチを備えた自動変速装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】一般に、自動車用の自動変速装置は、下記の3つの要素から構成されている。

- 1) 減速する遊星歯車要素
  - 2) 遊星歯車列の各要素の連結固定を行なう摩擦要素
  - 3) 運動状態に応じて摩擦要素を制御する制御要素
- 上記の3つの要素において、遊星歯車列の組合せを変化させることで減速比を変えることができるようにされている。

【0003】自動車用の自動変速装置は、上記のように3つの要素で構成され、前進のみ自動で変速を行なうように構成されている。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、変速は前進だけでなく、後進においても要望される場合があり、従来の自動変速装置には、後進用に上記の各要素を組み合わせる場合、構成が複雑となるばかりか、各要素の組合せによって大型となる問題があった。このため、コスト高の原因となっている。

【0005】本発明は、上記問題点を解消するためになされたものであって、その目的は、前進、後進の場合も変速できるとともに、構造が簡単であるばかりでなく、小型化ができ、コストを低減することができる自動変速装置を提供することにある。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載の発明は、サンギヤと、前記サンギヤに噛合された歯車を備えたキャリアと、前記キャリアの歯車を内接して噛合するリングギヤとを備えた遊星歯車機構と、前記サンギヤに連結された入力軸と、前記キャリアに連結された出力軸と、前記リングギヤに連結され、リングギヤがサンギヤの回転方向とは逆方向に回転したときリングギヤの回転をロックする2ウェイクラッチと、前記出力軸の回転数が所定回転数未満の場合には、前記リングギヤの回転を許容し、出力軸の回転数が所定回転数以上の場合には、前記リングギヤと出力軸を連結するクラッチ手段とを備えた自動変速装置を要旨とするものである。

【0007】請求項2の発明は、サンギヤと、前記サンギヤに噛合された歯車を備えたキャリアと、前記キャリアの歯車を内接して噛合するリングギヤとを備えた遊星歯車機構と、前記キャリアに連結された入力軸と、前記サンギヤに連結された出力軸と、前記リングギヤに連結され、リングギヤがキャリアの回転方向と同方向に回転したとき、リングギヤを出力軸と一体に連結する2ウェイクラッチと、前記出力軸の回転数が所定回転数未満の場合には、前記リングギヤの回転を許容し、出力軸の回転数が所定回転数以上の場合には、前記リングギヤの回転を不能にするクラッチ手段とを備えた自動変速装置を要旨とするものである。

【0008】請求項3の発明は、請求項1又は請求項2において、前記2ウェイクラッチと、遊星歯車機構とを同軸上に配置した自動変速装置を要旨とするものである。請求項4の発明は、請求項1において、クラッチ手段は、遠心クラッチである自動変速装置を要旨とするものである。

【0009】請求項5の発明は、請求項2において、クラッチ手段は、出力軸の回転数が所定回転数以上の場合に、リングギヤの回転を不能にする電磁クラッチである自動変速装置を要旨とするものである。

【0010】（作用）請求項1に記載の発明によれば、入力軸が第1の回転方向に回転を開始し、サンギヤが同方向に回転する。すると、出力軸に負荷が加わっている

場合、キャリア自体はサンギヤの軸心の回りに回転しないため、サンギヤはキャリアの歯車を介して、リングギヤを第2の回転方向に回転させる。このリングギヤの第2の回転方向の回転により、2ウェイクラッチが作動して、リングギヤをロックし。リングギヤの回転を停止させる。この後、入力軸、サンギヤの回転は、キャリアを介して所定の減速比でもって出力軸を回転する。なお、この減速比は、サンギヤの歯数を $T1$ とし、リングギヤの歯数を $T2$ としたとき、 $T1 / (T1 + T2)$ として表される。

【0011】この状態は、出力軸の回転数が所定回転数未満まで継続する。次に出力軸が所定回転数以上になると、クラッチ手段がリングギヤと出力軸とを連結する。すると、リングギヤが入力軸と同方向、すなわち、第1の回転方向に回転するため、2ウェイクラッチはリングギヤのその回転を許容する。この時、減速比は、 $1 / 1$ として表される。

【0012】なお、本明細書でいう第1の回転方向とは、第2の回転方向と互いに逆方向の関係にあり、従って、入力軸の正回転方向を第1の回転方向とした場合、第2の回転方向は逆回転方向となり、反対に、入力軸の逆回転方向を第1の回転方向とした場合、第2の回転方向は正回転方向となる。

【0013】請求項2に記載の発明によれば、入力軸が第1の回転方向に回転を開始し、キャリアが同方向に回転する。すると、出力軸に負荷が加わっているに拘わらず、リングギヤはキャリアの回転につれて第1の回転方向に回転する。そして、リングギヤの第1の回転方向の回転によって、2ウェイクラッチがリングギヤと出力軸とを一体に連結して回転する。

【0014】このときの、減速比は、 $1 / 1$ として表される。この状態は、出力軸の回転数が所定回転数未満まで継続する。次に出力軸が所定回転数以上になると、クラッチ手段がリングギヤを固定して、その回転を停止させる。このリングギヤの固定により、入力軸、キャリアを介してサンギヤが第1の回転方向に回転し、出力軸が同方向に一体回転する。

【0015】このときの、この変速比（増速比）は、サンギヤの歯数を $T1$ とし、リングギヤの歯数を $T2$ としたとき、 $(T1 + T2) / T1$ として表される。請求項3に記載の発明によれば、請求項1又は請求項2において、2ウェイクラッチと、遊星歯車機構とを同軸上に配置しているため、自動変速装置を小型化することができる。

【0016】請求項4に記載の発明によれば、クラッチ手段を、遠心クラッチとすることにより、請求項1の作用を実現する。請求項5に記載の発明によれば、クラッチ手段を、電磁クラッチとすることにより、請求項2の作用を実現する。又、変速を電氣的に制御することができる。

【0017】

【発明の実施の形態】（第1実施形態）本発明を、具体化した第1実施形態を図1乃至図7を参照して説明する。

【0018】図1は、第1実施形態の自動変速装置のスケルトン図、図2は自動変速装置の断面図、図3は図2の3-3線で切断した遠心クラッチの要部断面図、図4は同じく図2の4-4線で切断した2ウェイクラッチの要部断面図、図5は2ウェイクラッチの作用を説明するため説明図、図6は2ウェイクラッチの作用を説明するための説明図、図7は2ウェイクラッチの作用を示す説明図である。

【0019】図1及び図2に示すように自動変速装置11は、遊星歯車機構12、遠心クラッチ13、及び2ウェイクラッチ14から構成されている。図2に示すように、自動変速装置11のハウジング15は筒形に形成され、両端の開口部は、一対の蓋板16、17にて閉塞されている。入力軸18は、蓋板16の中央において、軸受19を介して回転自在に支持され、その内端がハウジング15内に配置されている。

【0020】遊星歯車機構12のサンギヤ20は前記入力軸18の内端に固定されている。入力軸18の内端は、出力軸21の内端に対して軸受22を介して自身の軸心の回りで相対回転自在に連結されている。出力軸21は、入力軸18に対して同軸上に配置され、蓋板17に対してメカニカルシール23を介して相対回転自在に貫通され、ハウジング15からその外端部が突出されている。

【0021】キャリア24は前記出力軸21の内端に対して張り出し形成されている。遊星歯車機構12の複数の遊星ギヤ25は、前記キャリア24に対しナット25aにて締付固定されたボルト26に対して軸受26bを介して回転自在に取着されている。前記遊星ギヤ25は、サンギヤ20に対して噛合されている。遊星ギヤ25の歯数は、サンギヤの歯数よりも少なくされている。連結板27は、前記各遊星ギヤ25をキャリア24と挟むように配置され、前記各ボルト26にて軸受26bに対し締付固定されている。前記連結板27及びキャリア24とにより、各遊星ギヤ25はサンギヤ20に対して一体に公転する。なお、連結板27には、前記入力軸18を貫通するための貫通孔28が形成されている。

【0022】遊星歯車機構12のリングギヤ29は、前記遊星ギヤ25の外方に配置され、後記する2ウェイクラッチ14の内輪42に一体に連結されている。リングギヤ29の歯部は遊星ギヤ25に対して噛合されている。リングギヤ29は略有底筒状に形成され、その底部には孔30が形成され、前記出力軸21が貫通されている。そして、リングギヤ29は出力軸21に対して同軸上に配置されている。前記サンギヤ20、遊星ギヤ25、リングギヤ29により遊星歯車機構12が構成され

ている。そして、サンギヤ20の歯数はT1とされ、リングギヤ29の歯数T2(>T1)とされている。

【0023】遠心クラッチ13は前記リングギヤ29の底部と、キャリア24との間の出力軸21に設けられている。遠心クラッチ13の支持板31は、中央にボス32を備え、同ボス32にて出力軸21に対し嵌合されてギヤ連結されることにより、出力軸21に対して相対回転不能とされている。支持板31は円板状に形成され、その側面周縁寄り位置には、互いに離間した2個を一組とする3組の支持軸33、34、35が突設されている(図3参照)。各組の支持軸33、34、35は図3に示すように隣接する他の組の支持軸33、34、35よりも離間して配置されている。

【0024】シュ部材36は、基端にて各組の支持軸33、34、35に対し回転自在に軸支され、組を構成する支持軸33、34、35に取着された他のシュ部材36と組を構成する。同シュ部材36の基端には、レバー片37が出力軸21に向けて突出されている。又、シュ部材36の先端外周には、ライニング部39が固定されている。ライニング部39の外周は、リングギヤ29の内周面の曲率と略同一の曲率を有するように断面円弧状に形成され、リングギヤ29の内周面に対して押圧当接可能とされている。

【0025】付勢部材としての弾性部材38は、コイルスプリングからなり、各組の一方のシュ部材36のレバー片37に一端が掛け止めされ、同じ組の他方のシュ部材36の先端に掛け止めされている。同弾性部材38により、同じ組のシュ部材36が互いに出力軸21側へ寄った位置(以下、閉成位置という)に配置されている。すなわち、弾性部材38の付勢力は、出力軸21が所定回転数nに達しない迄は、シュ部材36の先端部に働く遠心力に打ち勝つように設定されている。従って、出力軸21が所定回転数n以上に回転している際には、シュ部材36の先端部に働く遠心力が弾性部材38の付勢力に打ち勝ち、シュ部材36を閉成位置から支持軸33、34、32を回転中心として回転して、ライニング部39の外周をリングギヤ29の内周面に対して押圧当接する。このシュ部材36の押圧当接により、遠心クラッチ13はリングギヤ29と一体回転する。

【0026】次に2ウェイクラッチ14について説明する。2ウェイクラッチ14は、外輪41、内輪42、コロ43、保持器44等を備えている。

【0027】外輪41はハウジング15の内周から内方へ突設されたリング状の取付段部46に対してボルト47により締付固定されている。内輪42は前記外輪41に対して内嵌されるとともに、取付段部46の内周面に対してラジアルベアリング48を介して回転自在に支持されている。又、内輪42は、一対のラジアルベアリング49により前記出力軸21を回転自在に支持している。

【0028】内輪42には、前記遊星歯車機構12のリングギヤ29がボルト50にて締付固定されている。図4に示すようにカム面51は、外輪41に対向した内輪42の外周面に対して等間隔に円弧状に凹設されている。各カム面51にはコロ43が配置されている。前記カム面51の中央部(内輪42の周方向における)51cは、同中央部51cと外輪41の内周面との距離が、コロ43の直径よりも長くなるようにカム面縁部51a、51bより深くされており、コロ43が同中央部51cに位置するときは、コロ43は、外輪41の内周面と離間する。カム面縁部51a、51b(内輪42の周方向における)と外輪41の内周面間の距離は、コロ43の直径よりも短くされている。従って、コロ43がカム面縁部51a、51bに位置するときは、コロ43は外輪41の内周面に対して噛み込み可能とされている。

【0029】保持器44は、リング部44aとリング部44aの周縁に形成された筒部44bとからなり、図2に示すようにリング部44aにおいて出力軸21に貫通されている。保持器44の筒部44bは前記外輪41と内輪42との間に挿入されている。図5乃至図7に示すように保持器44の筒部44bは、各カム面51に対応するように複数の保持孔52が形成され、各保持孔52内に前記コロ43を係入することにより、コロ43を保持している。

【0030】保持器44のリング部44aは内輪42の外側面に沿って配置され、リング部44aには、リング部44aの周方向に沿って複数の円形のホールド孔が透設されている。同ホールド孔には図2に示すように硬球53が回転自在に保持され、同硬球53は、内輪42の外側面に当接されている。

【0031】図2に示すようにフランジ部材54は蓋板17と保持器44との間において、出力軸21に対してスプライン連結されることにより、固定されている。押圧付勢部材としての皿バネ55は、前記フランジ部材54に対して内輪側面側に対向するように嵌着されている。同皿バネ55は出力軸21に貫通された押圧リング56を介して、前記保持器44の硬球53に対して押圧している。

【0032】従って、出力軸21が正回転又は逆回転すると、前記皿バネ55、及び押圧リング56が摩擦により、出力軸21の回転方向と同方向に回転する。又、皿バネ55が押圧リング56を介して保持器44の硬球53を押圧しているため、硬球53は摩擦により、皿バネ55と同方向に追従回転する。この結果、硬球53の追従回転により、保持器44は、出力軸21と同方向に回転して、コロ43を内輪42の周方向に沿って駆動する。なお、本実施形態では、正回転とは、図3及び図4において、時計回り方向をいい、逆回転とは同図において、反時計回り方向をいう。

【0033】(第1実施形態の作用)上記のように構成

された自動変速機11の作用について説明する。自動変速機11の入力軸18が回転を停止している場合、遠心クラッチ13のシュー部材36は、図3に示すように弾性部材38の付勢力により、閉成位置にある。従って、遠心クラッチ13のシュー部材36とリングギヤ29とは当接ロックしておらず、リングギヤ29は遠心クラッチ13とは独立した関係にある。又、2ウェイクラッチ14のコロ43は内輪42のカム面51の中央部51cに位置し、内輪42と外輪41とは相対回転可能となっている。

【0034】この状態で、入力軸18が正回転（図3及び図4において時計回り方向）を開始すると、サンギヤ20も入力軸18と一体に回転する。通常、出力軸21には負荷がかかっているため、キャリア24の遊星ギヤ25は、サンギヤ20に対して公転しない。このため、遊星ギヤ25を介して、リングギヤ29が逆回転する。この結果、リングギヤ29と一体になっている2ウェイクラッチ14の内輪42も逆回転（図3及び図4において反時計回り方向の回転）する。このとき、出力軸21は、未だ回転していないため、結果的に、コロ43と内輪42とは相対回転され、図7に示すようにコロ43はカム面縁部51bに移動する。この結果、コロ43が内輪42と外輪41とに噛み込みして、内輪42が係合ロックされ、すなわち、リングギヤ29がロックされる。

【0035】この後は、リングギヤ29が入力軸18の軸心の回りの回動が不能となって、固定されているため、キャリア24の遊星ギヤ25がサンギヤ20の周囲を正回転方向に向かって公転する。すなわち、入力軸18、サンギヤ20の正回転は、キャリア24を介して所定の減速比でもって出力軸21を正回転する。なお、このときの減速比は、サンギヤ20の歯数T1、リングギヤ29の歯数T2であるため、 $T1 / (T1 + T2)$ となる。

【0036】この状態は、出力軸21の回転数が所定回転数n未満まで継続する。次に、入力軸18の回転数が上昇して、前記所定の減速比で回転される出力軸21の回転数が所定回転数n以上になると、遠心クラッチ13のシュー部材36の先端部に働く遠心力が弾性部材38の付勢力に打ち勝つ。このため、シュー部材36が、遠心力により、閉成位置から支持軸33、34、32を回転中心として回転して、ライニング部39の外周をリングギヤ29の内周面に対し押圧当接する。この結果、シュー部材36の押圧当接により、遠心クラッチ13はリングギヤ29を正回転方向に一体回転する。

【0037】この結果、内輪42が図7に示すA矢印方向とは反対の方向（正回転方向）に回転させるため、コロ43の外輪41、内輪42に対する噛み込みが解除されて、コロ43はカム面51の中央部51cに移動する。この状態では、コロ43は外輪41の内周面とは離間するため、内輪42は自由に回転される。

【0038】そして、前記遠心クラッチ13がリングギヤ29と一体に連結されることによって、遊星歯車機構12全体が一体に回転され、この時、減速比は、 $1 / 1$ となる。

【0039】なお、入力軸18の回転数が落ちて、出力軸21の回転数が所定回転数n未満となった場合、遠心クラッチ13のシュー部材36は弾性部材38の付勢力により、図3の閉成位置に戻る。この後、リングギヤ29の惰性回転が停止した後は、入力軸18が正回転を開始したときと同様に各部材が作動して2ウェイクラッチ14の内輪42はロックされるため、再び、出力軸21は、入力軸18の回転数に対して $T1 / (T1 + T2)$ の減速比で回転する。

【0040】次に、入力軸18が逆回転をしたときを説明する。上記は、入力軸18が正回転を開始したとき、出力軸21の回転数が所定回転数n以上になったときの場合を説明したが、入力軸18が逆回転を開始したとき、及び逆回転をしている際に出力軸21の回転数が所定回転数n以上になった場合においては、それぞれの部材の回転方向が逆の関係になるだけで、他は同様に作用する。

【0041】例えば、入力軸18が逆回転（図3及び図4において反時計回り方向）を開始すると、サンギヤ20も入力軸18と一体に回転する。通常、出力軸21には負荷がかかっているため、キャリア24の遊星ギヤ25は、サンギヤ20に対して公転しない。このため、遊星ギヤ25を介して、リングギヤ29が正回転する。この結果、リングギヤ29と一体になっている2ウェイクラッチ14の内輪42も正回転（図6においてB矢印方向で示す時計回り方向の回転）する。このとき、出力軸21は、未だ回転していないため、結果的に、コロ43と内輪42とは相対回転され、図6に示すようにコロ43はカム面縁部51aに移動する。この結果、コロ43が内輪42と外輪41とに噛み込みして、内輪42が係合ロックされ、すなわち、リングギヤ29がロックされる。

【0042】この後は、リングギヤ29が入力軸18の軸心の回りの回動が不能となって、固定されているため、キャリア24の遊星ギヤ25がサンギヤ20の周囲を逆回転方向に向かって公転する。すなわち、入力軸18、サンギヤ20の逆回転は、キャリア24を介して所定の減速比でもって出力軸21を逆回転する。なお、このときの減速比も、入力軸18が正回転をした場合と同様に $T1 / (T1 + T2)$ となる。

【0043】以後の出力軸21の回転数が所定回転数n以上になった場合や、出力軸21の回転数が、所定回転数n以上になった後、再び所定回転数n未満になった場合も、遊星歯車機構12の各部材、2ウェイクラッチ14の各部材、遠心クラッチ13の支持板31の回転方向が入力軸18が正回転した場合の回転方向とは逆になる

10

20

30

40

50

だけで、他の作用は同様に行なわれる。

【0044】次に、本実施形態の特徴を以下に記載する。

(1) 本実施形態では、サンギヤ20と、サンギヤ20に噛合された遊星ギヤ(歯車)25を備えたキャリア24と、キャリア24の遊星ギヤ25を内接して噛合するリングギヤ29とを備えた遊星歯車機構12とを設けた。さらに、サンギヤ20に連結された入力軸18と、キャリア24に連結された出力軸21と、リングギヤ29に連結され、リングギヤ29がサンギヤ20の回転方向とは逆方向に回転したときリングギヤ29の回転をロックする2ウェイクラッチ14を設けた。加えて、出力軸21の回転数が所定回転数 $n$ 未満の場合には、リングギヤ29の回転を許容し、出力軸21の回転数が所定回転数 $n$ 以上の場合には、リングギヤ29と出力軸21を連結する遠心クラッチ(クラッチ手段)13とを設けた。

【0045】このため、入力軸18が正回転したときにおいて、出力軸21が所定回転数 $n$ 未満の場合、所定の減速比(変速比) $T1/(T1+T2)$ で、減速して、出力軸21を回転することができる。又、入力軸18の正回転時において、出力軸21が所定回数以上になったときは、出力軸21を1/1の減速比で回転することができる。

【0046】さらに、入力軸18が逆回転した場合においても、出力軸21が所定回転数 $n$ 未満の場合、所定の減速比 $T1/(T1+T2)$ で、減速して、出力軸21を回転することができる。又、入力軸18の逆回転時において、出力軸21が所定回数以上になったときは、出力軸21を1/1の減速比で回転することができる。

【0047】(2) 本実施形態では、2ウェイクラッチ14と、遊星歯車機構12とを同軸上に配置した。このため、自動変速装置11を小型化することができる。

(3) 本実施形態の自動変速装置を電動モータを駆動源としている電気自動車、産業車両車、或いは内燃機関を駆動源としている自動車等に搭載すると、入力軸18の正回転方向を前進時に使用し、逆回転方向を後進として、使用する場合においても、上記(1)及び(2)の作用効果を奏することができる。

【0048】(第2実施形態)次に第2実施形態を図5乃至図7及び図9を参照して説明する。なお、前記第1実施形態と同一構成又は、相当する構成については同一符号を付し、その詳細な説明を省略し、第1実施形態と異なる構成を中心にして説明する。

【0049】図8は、第2実施形態の自動変速装置11のスケルトン図である。この実施形態では、入力軸18に遊星歯車機構12のキャリア24が一体に連結され、サンギヤ20は出力軸21に一体に連結されている。

又、サンギヤ20に対して噛合されたキャリア24の遊星ギヤ25は、リングギヤ29に内接して噛合されてい

る。

【0050】リングギヤ29は、クラッチ手段としての電磁クラッチ61の励磁作動により、入力軸18の軸心回りの回転が停止されて固定され、電磁クラッチ61の消磁により、入力軸18の軸心回りの回転が許容される。この電磁クラッチ61は、出力軸21の回転数を検出する回転数センサ(図示しない)が所定回転数 $n$ 以上になったことを検出すると、その検出に基づいて励磁作動するようにされている。

【0051】2ウェイクラッチ14は、第1実施形態と同様に41～56の各部材にて構成され、第1実施形態とは内輪42がリングギヤ29に一体連結され、外輪41が自動変速装置11の出力軸21に対して連結固定されているところが異なっている。

【0052】(第2実施形態の作用)さて、上記のように構成された自動変速装置11の作用について説明する。自動変速機11の入力軸18が回転を停止している場合は、電磁クラッチ61は消磁され、従って、リングギヤ29は固定されておらず、電磁クラッチ61とは独立した関係にある。又、図5に示すように、2ウェイクラッチ14のコロ43は内輪42のカム面51の中央部51cに位置し、内輪42と外輪41とは相対回転可能となっている。

【0053】この状態で、入力軸18が正回転を開始すると、キャリア24も入力軸18と一体に回転する。この場合、第1実施形態と異なり、出力軸21には負荷が加わっていると否とに拘わらず、キャリア24の遊星ギヤ25が、サンギヤ20に対して公転する。このため、遊星ギヤ25を介して、リングギヤ29が正回転する。この結果、リングギヤ29と一体になっている2ウェイクラッチ14の内輪42も正回転(図6においてA矢印方向で示す反時計回り方向の回転)する。

【0054】このとき、出力軸21は、未だ回転していないため、結果的に、コロ43と内輪42とは相対回転され、図6に示すようにコロ43はカム面51の縁部51aに移動する。この結果、コロ43が内輪42と外輪41とに噛み込みして、内輪42が係合ロックされ、2ウェイクラッチ14を介して、出力軸21、リングギヤ29と一体に連結される。すなわち、入力軸18、遊星歯車機構12、2ウェイクラッチ14、出力軸21は一体に回転され、その時の変速比は1/1である。

【0055】この状態は、出力軸21の回転数が所定回転数 $n$ 未満まで継続する。次に、入力軸18の回転数が上昇して、前記1/1の変速比で回転される出力軸21の回転数が所定回転数 $n$ 以上になると、電磁クラッチ61が励磁されて、リングギヤ29の回転が停止される。

【0056】この結果、内輪42が停止された状態で外輪41が出力軸21とともに、B矢印方向(正回転方向)に回転を継続するため、皿バネ55に押圧されて出力軸21に追従して移動する保持器44の作用により、

コロ43の外輪41、内輪42に対する噛み込みが解除される。すなわち、コロ43はカム面51の中央部51cに移動する。この状態では、コロ43は外輪41の内周面とは離間するため、内輪42は自由に回転される。

【0057】この後は、入力軸18、及びキャリア24の正回転により、遊星ギヤ25がサンギヤ20の周囲が公転され、この結果、サンギヤ20が正回転方向に回転される。

【0058】このときの増速比は、サンギヤ20の歯数T1、リングギヤ29の歯数T2であるため、 $(T1 + T2) / T1$ となる。なお、入力軸18の回転数が落ちて、出力軸21の回転数が所定回転数n未満となった場合、電磁クラッチ61の励磁が消磁されるため、リングギヤ29は、再び入力軸18が正回転を開始したときと同様に遊星ギヤ25の正回転方向の公転により、正回転する。以後、入力軸が回転したときと同様に、入力軸18、遊星歯車機構12、2ウェイクラッチ14、出力軸21は一体に回転される。

【0059】次に、入力軸18が逆回転をしたときは、入力軸18が正回転の場合とは、それぞれの部材の回転方向が逆になるだけで、他の作用は同様に行なわれる。次に、第2実施形態の特徴を以下に記載する。

【0060】(1) 第2実施形態では、サンギヤ20と、サンギヤ20に噛み合された遊星ギヤ(歯車)25を備えたキャリア24と、キャリア24の遊星ギヤ(歯車)25を内接して噛み合するリングギヤ29とを備えた遊星歯車機構12を設けた。又、キャリア24に連結された入力軸18と、サンギヤ20に連結された出力軸21と、リングギヤ29に連結され、リングギヤ29がキャリア24の回転方向と同方向に回転したとき、リングギヤ29を出力軸21と一体に連結する2ウェイクラッチ14を設けた。加えて、出力軸21の回転数が所定回転数n未満の場合には、リングギヤ29の回転を許容し、出力軸21の回転数が所定回転数n以上の場合には、リングギヤ29の回転を不能にする電磁クラッチ(クラッチ手段)61を設けた。

【0061】この結果、この実施形態では、入力軸18が正回転、逆回転においても、出力軸21の回転数が所定回転数n以上となったときは、変速比が $1/1$ から、 $(T1 + T2) / T1$ に増速することができる。

【0062】又、電磁クラッチ61にてリングギヤ29を固定及び固定の解除を行なうようにしているため、変速制御を電氣的に容易に行なうことができる。なお、この発明は、前記各実施形態に限定されるものではなく、下記のように実現してもよい。

【0063】(1) 前記第1実施形態において、遠心クラッチ13の代わりに、図9に示すように流体クラッチ80を使用してもよい。この場合、リングギヤ29に流体クラッチ80のポンプ羽車81を連結し、出力軸21にタービン羽車82を連結するものとする。

【0064】このように構成すると、遠心クラッチ13を使用する場合と異なり、変速時の衝撃や、入力側の駆動源のトルク変動を流体クラッチ80にて吸収することができる。又、出力軸21に負荷が加わると、自動的にその釣り合いが保たれるように変速できる。

【0065】(2) 前記第1実施形態において、遠心クラッチ13の代わりに、図10に示すようにトルクコンバータ90を使用してもよい。この場合、リングギヤ29にトルクコンバータ90のポンプ羽車91を連結し、出力軸21にタービン羽車92を連結し、ハウジング側に一方向クラッチを介して固定されたステータ羽車93を連結するものとする。

【0066】このように構成すると、遠心クラッチ13を使用する場合と異なり、上記流体クラッチ80と同様の作用効果を奏する。次に、上記実施形態から把握できる特許請求の範囲に記載された発明以外の技術的思想をその効果とともに記載する。

【0067】(1) 2ウェイクラッチは、出力軸に対して相対回転自在に嵌合支持されるとともに、リングギヤに一体に連結された内輪と、同内輪に対して同軸上に配置されるとともに互いに相対回転可能に嵌合され、固定部に連結された外輪と、内輪と外輪との間に介在して内輪の周方向に移動可能に配置されるとともに、内輪の回転方向に応じて、内輪と外輪との両者に対して係合ロックする互いに離間した2つの係合ロック位置を選択的に取り得るトルク伝達部材と、前記出力軸の回転方向に応じて、出力軸に追従して移動し、前記トルク伝達部材を、いずれかの前記係合ロック位置に駆動する保持部材とを含む請求項1、請求項3、請求項4のうちいずれかに記載の自動変速装置。

【0068】前記第1実施形態のハウジング15の取付段部46は固定部に相当する。又、コロ43はトルク伝達部材に相当し、保持器44は、保持部材に相当し、コロ43がカム面51の縁部51a、51bに位置する位置を係合ロック位置に相当する。このような構成の2ウェイクラッチにより、上記各請求項の作用が実現できる。

【0069】

【発明の効果】請求項1乃至請求項5の発明によれば、前進、後進の場合も変速できるとともに、構造が簡単であるばかりでなく、小型化ができ、コストを低減することができる。

【0070】請求項3の発明によれば、2ウェイクラッチと、遊星歯車機構とを同軸上に配置しているため、自動変速装置を小型化することができる。請求項4の発明によれば、クラッチ手段を、遠心クラッチとすることにより、請求項1の効果を実現することができる。

【0071】請求項5の発明によれば、クラッチ手段を、電磁クラッチとすることにより、請求項2の効果を実現でき、変速を電氣的に制御することができ、容易に

行なうことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態の自動変速装置のスケルトン図。

【図2】自動変速装置の断面図。

【図3】図2の3-3線で切断した遠心クラッチの要部断面図。

【図4】同じく2ウェイクラッチの4-4線で切断した要部断面図。

【図5】2ウェイクラッチの作用を説明するため説明図。

【図6】2ウェイクラッチの作用を説明するための説明図。

【図7】2ウェイクラッチの作用を示す説明図。

【図8】第2実施形態の自動変速装置のスケルトン図。

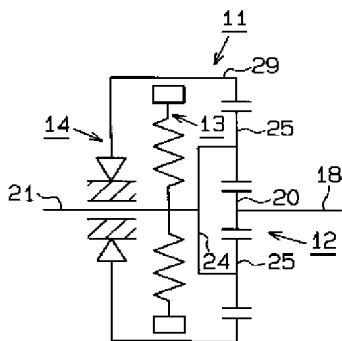
【図9】他の実施形態の自動変速装置のスケルトン図。

【図10】他の実施形態の自動変速装置のスケルトン図。

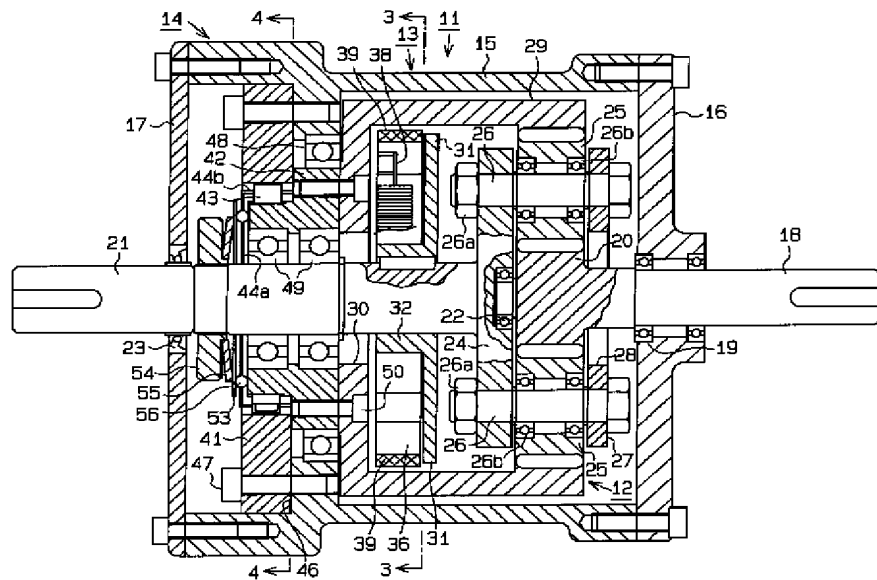
【符号の説明】

11…自動変速装置、12…遊星歯車機構、13…遠心クラッチ（クラッチ手段を構成する。）、14…2ウェイクラッチ、18…入力軸、20…サンギヤ、21…出力軸、24…キャリア、25…遊星ギヤ、29…リングギヤ、41…外輪、42…内輪、43…コ口、44…保持器、51…カム面、55…皿パネ、61…電磁クラッチ（クラッチ手段を構成する。）。  
10

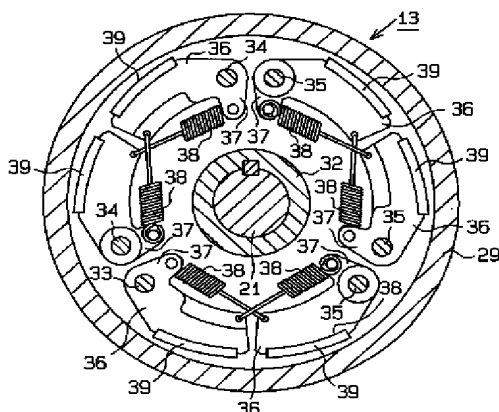
【図1】



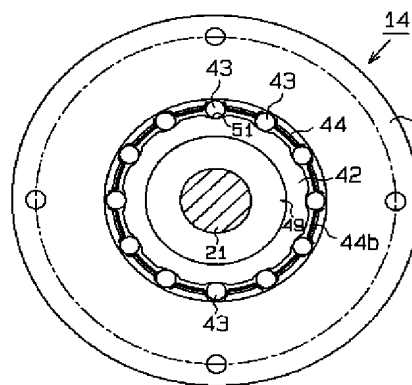
【図2】



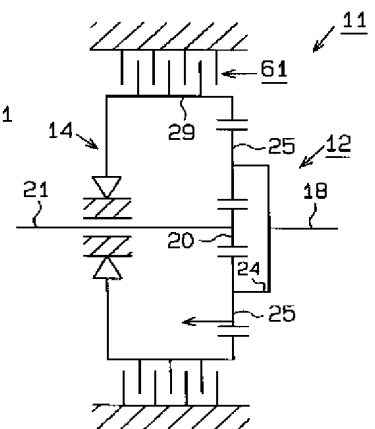
【図3】



【図4】

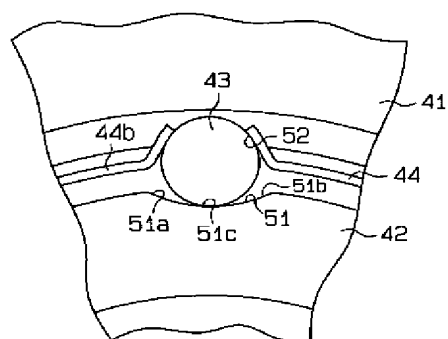


【図8】

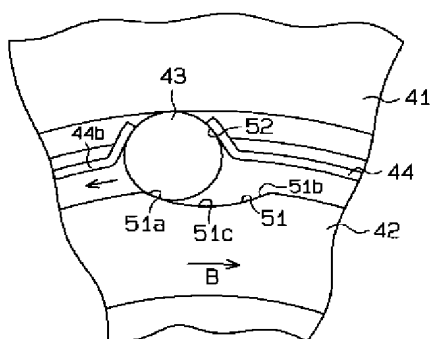




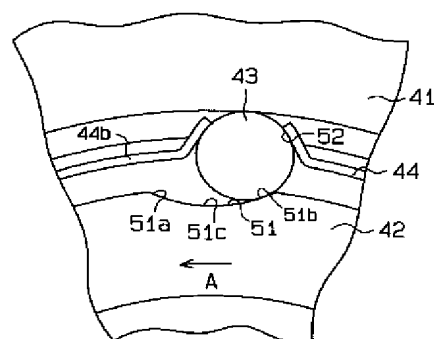
【図5】



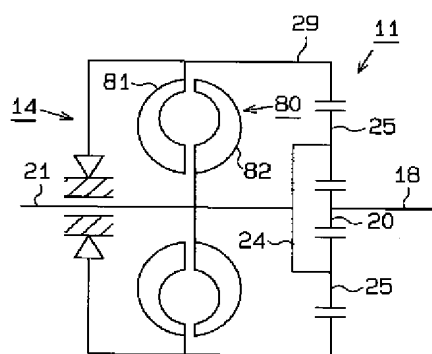
【図6】



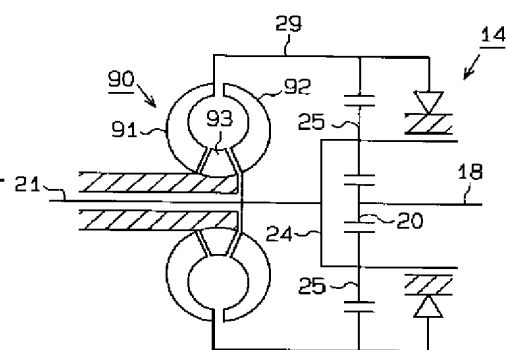
【図7】



【図9】



【図10】



**DERWENT-ACC-NO:** 2000-334012

**DERWENT-WEEK:** 200029

*COPYRIGHT 2009 DERWENT INFORMATION LTD*

**TITLE:** Automatic transmission apparatus for motor vehicles, has two way clutch to permit rotation of ring gear based on speed of output shaft

**INVENTOR:** KUSHINO H; OKADA M

**PATENT-ASSIGNEE:** TOYODA MACHINE WORKS LTD[TOZK]

**PRIORITY-DATA:** 1998JP-275524 (September 29, 1998)

**PATENT-FAMILY:**

<b>PUB-NO</b>	<b>PUB-DATE</b>	<b>LANGUAGE</b>
JP 2000104799 A	April 11, 2000	JA

**APPLICATION-DATA:**

<b>PUB-NO</b>	<b>APPL-DESCRIPTOR</b>	<b>APPL-NO</b>	<b>APPL-DATE</b>
JP2000104799A	N/A	1998JP-275524	September 29, 1998

**INT-CL-CURRENT:**

<b>TYPE</b>	<b>IPC DATE</b>
CIPP	F16H3/54 20060101

**ABSTRACTED-PUB-NO:** JP 2000104799 A

**BASIC-ABSTRACT:**

NOVELTY - A sun gear (20) connected with an input shaft (18)

meshes with a carrier gear (24) connected with output shaft (21) when the rotations of the output shaft is under predetermined speed, the rotation of a ring gear (29) meshing with a planet gear (25) of the carrier is permitted. When exceeding predetermined value, a centrifugal clutch (13) prevents the rotation of the ring gear.

DESCRIPTION - A two way clutch (14) locks the rotation of the ring gear, when the ring gear rotates in reverse directions with respect to the gear. Based on the speed of the output shaft the rotation of the ring gear is controlled with a centrifugal clutch.

USE - In motor vehicles.

ADVANTAGE - Provides simplified structure enabling reduction in cost and size. Enables automatic transmission by using centrifugal clutch. Performs electrical control of speed change by using electromagnetic clutch.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The figure shows the sectional view of automatic transmission apparatus.

Centrifugal clutch (13)

Two way clutch (14)

Input shaft (18)

Sun gear (20)

Output shaft (21)

Carrier gear (24)

Planet gear (25)

Ring gear (29)

**CHOSEN-DRAWING:** Dwg.2/10

**TITLE-TERMS:**       AUTOMATIC TRANSMISSION APPARATUS MOTOR  
                          VEHICLE TWO WAY CLUTCH PERMIT ROTATING RING  
                          GEAR BASED SPEED OUTPUT SHAFT

**DERWENT-CLASS:**   Q64 X22

**EPI-CODES:**   X22-G01;

**SECONDARY-ACC-NO:**

**Non-CPI Secondary Accession Numbers:** 2000-251712